



ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОСУДОВ С ВМЯТИНАМИ И ВЫПУЧИНАМИ

В. М. ДОЛИНСКИЙ, В. И. ЧЕРЕМСКАЯ, Д. И. БЕРЕСТОВ, М. В. КРАВЕЦ

Получены расчетные зависимости, позволяющие оценить работоспособность сосудов с вмятинами и выпучинами. Эксперименты, выполненные на моделях сосудов, дают хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. Приведен пример расчета работоспособности сосудов промышленного оборудования.

Dependencies were calculated, which allow evaluation of the performance of vessels with dents and bulges. Experiments made on vessel models, show a good agreement of the design and experimental data. An example of calculation of the performance of vessels of industrial equipment is given.

В ряде действующих нормативных материалов [1] регламентируются возможные искажения формы сосудов. Отступление от принятых норм рассматривается в качестве дефекта, который следует устранить в процессе ремонта.

Существуют расчетные методы оценки несущей способности сосудов, содержащих указанные дефекты. Результаты расчетов приводят к необходимости снижения допустимого давления [2]. В то же время имеющийся опыт работы технологического оборудования с рассматриваемыми дефектами показал, что возможна безопасная эксплуатация сосудов без снижения нормативного давления.

В УкрНИИХиммаше выполнен комплекс расчетных и экспериментальных исследований, который позволил прогнозировать работоспособность сосудов, работающих под давлением и имеющих выпучины и вмятины.

Работоспособность сосуда определяется статической и циклической прочностью. Условие статической прочности принято определять на основе теории предельного равновесия. Сохраняя консервативный подход, предположим, что вмятины и выпучины вытянуты вдоль цилиндрической обечайки, так что длина вмятины больше ширины. В этом случае задача может быть сведена к оценке несущей способности бесконечной цилиндрической панели. Приняв жесткопластическую диаграмму деформирования, рассмотрим два варианта опирания цилиндрической панели: шарнирное и жесткая заделка по краям [3].

В первом случае предельное состояние достигается при образовании линии пластических шарниров в центре панели, во втором предельное состояние будет достигнуто, когда образуются три линии пластических шарниров в центре и на краях (рис. 1, точки 1, 2).

Уравнения равновесия для вмятины

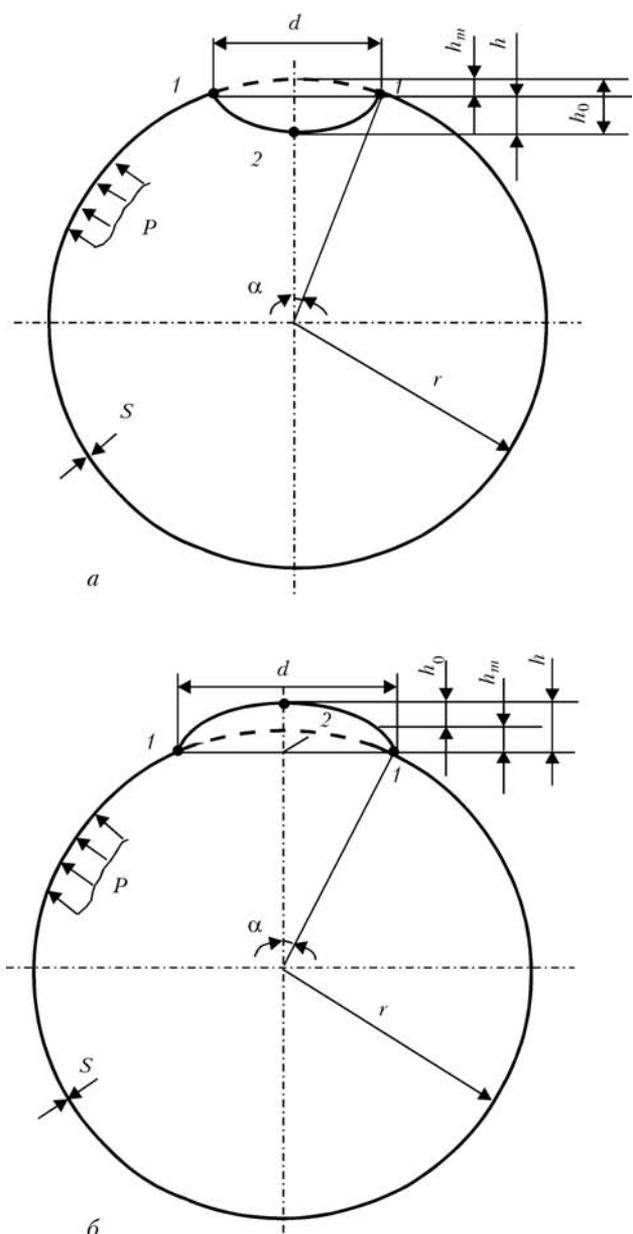


Рис. 1. Обечайки с дефектами формы: а — вмятина; б — выпучина



$$N_1 = Pr \cos \alpha, N_2 = N_1 - Ph, Q = Pr \sin \alpha, \\ M_2 = \frac{QL}{2} - \frac{PL^2}{8} + N_1 h - \frac{Ph^2}{2} - M_1. \quad (1)$$

Уравнения равновесия для выпучины

$$N_1 = Pr \cos \alpha, N_2 = N_1 + Ph, Q = Pr \sin \alpha, \\ M_2 = \frac{QL}{2} - \frac{PL^2}{8} - N_1 h - \frac{Ph^2}{2} - M_1. \quad (2)$$

Уравнения предельного состояния [3]

$$\left(\frac{N_i}{N_0}\right)^2 + \frac{M_i}{M_0} = 1, \quad i = 1, 2.$$

Здесь $N_0 = R_e S, M_0 = \frac{R_e S^2}{4}, P$ — давление среды;

N_i, Q — горизонтальные и вертикальные составляющие внутренних сил; M_i — изгибающие моменты; R_e — предел текучести; r — радиус обечайки; S — толщина стенки.

Решая системы (1)–(3) и (2)–(3), получаем

$$\lambda = \pm \frac{h_0}{S} (A) + \frac{\sqrt{\left[\frac{h_0}{S} (A)\right]^2 + 2[\cos^2 \alpha + (B)^2]}}{\cos^2 \alpha + (B)}, \quad (4)$$

где $A = 2 + \frac{h_0}{\gamma S}, B = 1 + \frac{h_0}{\gamma S}, h_0 < 0$ — для вмятины; $h_0 > 0$ — для выпучины; знак «+» относится к вмятине, «-» — к выпучине; $\lambda = P/P_e$ — относительное предельное давление; $P_e = R_e/\gamma$ — предельное давление для круглой цилиндрической

обечайки; $\gamma = r/S, h_0, \alpha$ — параметры вмятины (рис. 1).

Зависимость (4) прошла экспериментальную проверку. Испытания выполнялись на баллонах, изготовленных из стали 09Г2С с различными вмятинами. Диаметр сосуда — 315 мм; длина 500 мм; толщина стенки — 2,8...2,9 мм; глубина вмятин 15...40 мм; ширина — 115...130 мм; длина — 150 мм.

В различных точках моделей устанавливались часовые индикаторы, которые фиксировали перемещения конструкции по мере повышения давления внутри сосуда. На рис. 2 представлены перемещения (изменение глубины вмятин) с двумя начальными значениями глубин вмятин $h_0/S = 14,2$ и $h_0/S = 6,42$. Там же приведены результаты расчетов по формуле (4).

При малых нагрузках (область упругих деформаций) расчетные данные, основанные на модели жесткопластического тела, не позволяют описать деформирование сосуда в области вмятин. По мере роста нагрузки согласование теоретических и экспериментальных результатов становится вполне удовлетворительным и отражает постепенное ужесточение конструкции в процессе рихтовки вплоть до нагрузки полной рихтовки, когда несущая способность конструкции становится равной предельному давлению круглой цилиндрической оболочки ($\lambda = 1$).

Получено достаточно хорошее совпадение теоретических и экспериментальных данных в случае протяженных вмятин: длина вмятины больше диаметра. В случае коротких вмятин имеет место

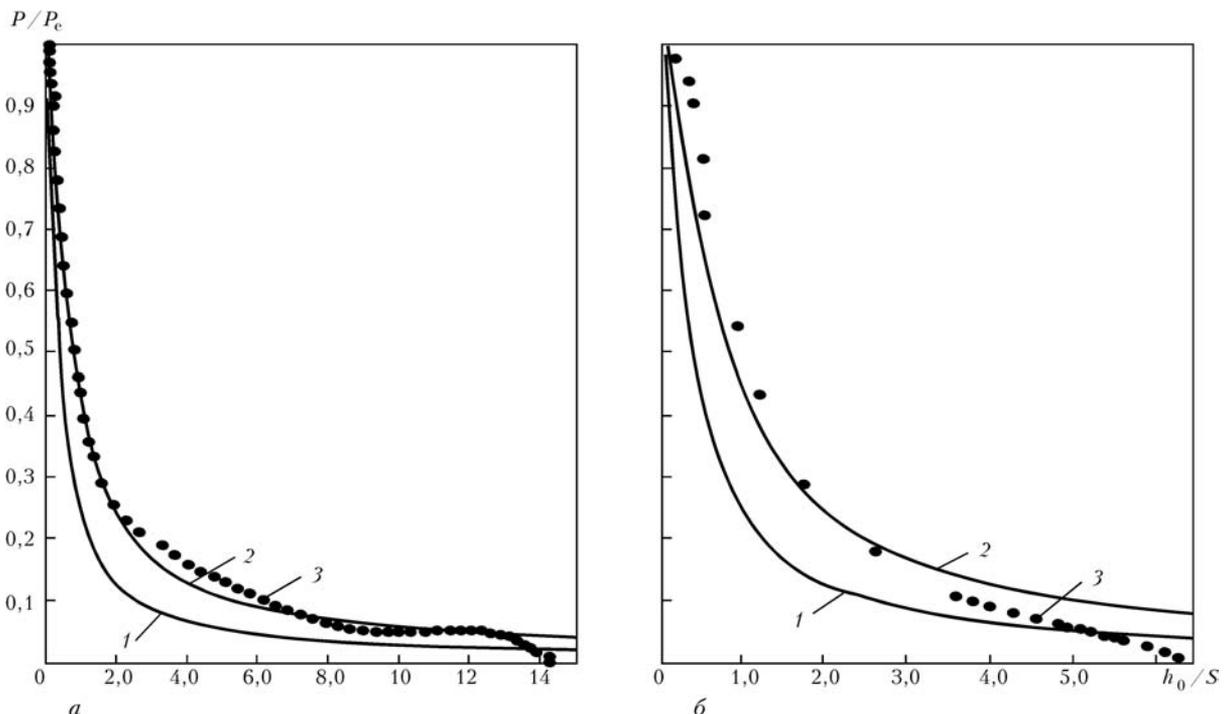


Рис. 2. Зависимость относительного предельного давления ($\lambda = P/P_e$) от относительной глубины вмятины (h_0/S): 1 — шарнирное опирание; 2 — заделка на края; 3 — экспериментальные точки ($a - h_0/S = 14,2; б - h_0/S = 6,42$)



консервативная оценка. Давление рихтовки, как и следовало ожидать, больше теоретического значения. Следует отметить, что в случаях длинных и коротких вмятин несущая способность сосуда в целом остается неизменной. Местная потеря несущей способности сосуда приводит лишь к уменьшению дефектов формы сосуда.

Опасность процесса рихтовки возможна в зонах значительного изменения радиуса кривизны, на краях вмятины, что может оказаться существенным при циклическом нагружении. Размах циклических напряжений можно оценить, зная радиус кривизны R_i в центре и на краях вмятины

$$\sigma = \frac{ES}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{r} \right). \quad (5)$$

Здесь E — модуль Юнга; R_i — радиус кривизны в точках 1, 2.

Таким образом, по количеству циклов нагружения можно оценить циклическую прочность на основании нормативного документа [4].

Рассмотрим предложенную методику оценки работоспособности сосудов на примере расчета колонны, установленной на ОАО «УКРТАТНАФТА», на обечайке которой при вакуумировании образовалась вмятина.

Исходные данные для расчета:

расчетное внутреннее давление и расчетная температура $P = 0,2$ МПа; $t = 360$ °С;

давление гидроиспытаний $P_{пр} = 0,35$ МПа; внутренний радиус и толщина стенки $r = 2500$ мм; $S = 15,4$ мм; ширина и глубина вмятины $d = 1000$ мм; $h_0 = 50,5$ мм;

радиусы кривизны в точках 1, 2 (см. рис. 1) $R_1 = \infty$; $R_2 = 500$;

предел текучести материала при расчетной (комнатной) температурах $R_e = 206$ (300) МПа;

модуль Юнга при расчетной (комнатной) температурах $E = 1,62 \cdot 10^5$ ($1,99 \cdot 10^5$) МПа;

материал сталь 16ГС; параметр $\gamma = r/S = 162$; предельное давление для круглой цилиндрической обечайки $P_e = R_e/\gamma = 1,27$ (1,85) МПа;

относительное предельное давление $\lambda = P/P_e = 0,157$ (0,189) МПа;

относительная начальная глубина вмятины $h_0/S = 3,28$.

По формуле (4) определяем значение относительной глубины вмятины при рихтовке расчетным давлением $h_0/S = 3,12$, при рихтовке давлением гидроиспытаний $h_0/S = 2,56$. При расчетном давлении вмятина уменьшается на 2,5 мм и ее глубина составит 48 мм; при гидроиспытаниях — на 11,1 мм и ее глубина составит 39,4 мм. Т. е., если гидроиспытания предшествовали рабочему режиму, то уменьшения вмятины не наблюдается.

Размах циклических напряжений (формула (5)) $\sigma = 500$ МПа (точка 1); $\sigma = 2000$ МПа (точка 2). Допускаемое количество циклов нагружения, определяемое напряжениями в точке 2, составляет $[N] = 175$ [4].

Выводы

Вмятины и выпучины не снижают несущую способность сосудов при статическом нагружении; повышение давления приводит к частичному или полному исправлению дефектов формы.

Оценка циклической прочности сосудов с дефектами геометрической формы в виде вмятин может быть выполнена по методу, изложенному в ГОСТ [4].

1. ГСТУ 3-17-191-2000. Посудини та апарати сталні зварні. Загальні технічні умови.
2. РД 26-6-87. Методические указания. Сосуды и аппараты. Методы расчета на прочность с учетом смещения кромок сварных соединений, угловатости и некруглости обечаек.
3. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. — М.: Машиностроение, 1968.
4. ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках.